Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Numerical Comparison of Shell Side Thermo-Hydraulic Characteristics for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil and Segmental Baffle by Genetic Algorithm

Research Article

Hadi Eskandar[1], SeyyedIman Hashemi[2] .

DOI: 10.22067/JACSM.2023.75777.1105

1. Introduction

Shell and tube heat exchangers are among the most widely used types of heat exchangers. They can be used in industrial processes, oil and gas industries, conventional and nuclear power plants as condensers, steam generators, pressurized water reactors, and feed water heaters. They have many other uses including alternative energy such as the ocean, geothermal, as well as air conditioning and refrigeration systems. The plates holding tube bundles in the shell side of the shell and tube heat exchangers have two important functions. The most important thing one is supporting the tubes for structural strength, preventing vibration and sagging of the tubes, and determining the flow pattern among the tube bundle to increase the convection heat transfer coefficient. Trefoil Perforated Plate (Figure 1) is a type of baffle with a circular orifice that directs the flow longitudinally in the shell. Shell-and-tube heat exchangers with Trefoil Perforated Plate have exceptional computational and fundamental anti-vibration properties and represent the challenges of erosion and advanced requirements for safe operation and performance. In this research, the thermal and hydraulic properties of the shell side of the shell and tube heat exchanger with segmental baffle and trefoil baffle are studied. Through the genetic algorithm, the functions of heat transfer and pressure drop of the plates are optimized in a single-objective and multi-objective manner for the square and triangular arrangement of the tubes and the optimized parameters of the trefoil and the segmental baffle are measured together. Three-dimensional simulation of shell and tube heat exchanger with trefoil and segmental baffle is done by CFD to compare the behavior and flow pattern of both baffles on the shell side.

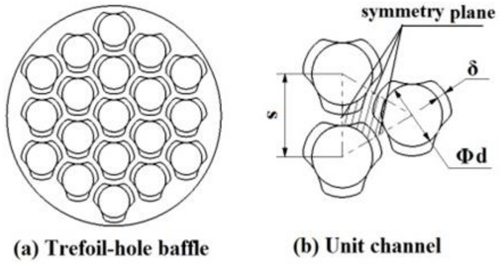


Figure 1. Trefoil Perforated Plate in triangular arrangement

2. Implementation of genetic algorithm

The guiding equations for implementing the genetic algorithm for the trefoil perforated plate are:

$$N_u = 0.42457 Re^{0.78172} \left(\frac{\delta}{d_e}\right)^{-0.16.35} \left(\frac{B}{d_e}\right)^{-0.14487} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{1}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho u^2} = 9.0713 Re^{-0.1887} \left(\frac{\delta}{d_e}\right)^{-1.92116} \left(\frac{B}{d_e}\right)^{-0,85157} \tag{2}$$

The guiding equations for the implementation of the genetic algorithm for the segmental baffle are:

$$NU = 0.36 \left(\frac{d_e G_s}{\mu}\right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{3}$$

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho d_e \phi_s} \tag{4}$$

3. Simulation of shell and tube heat exchanger using CFD

The standard model of turbulence (k-ε), which is a semi-empirical model based on transient equation models for the kinetic energy of turbulence (k) and the amount of loss (ε), was used. It is a class of turbulence models commonly used in practical engineering flow calculations such as turbulent flows on the shell side of heat exchangers. The simulation method was pressure-velocity coupling method based on SIMPLE algorithm, and the discrete momentum and energy equations were based on the second-order upwind difference scheme.

4. Results of the genetic algorithm

The highest value of convection heat transfer coefficient for trefoil baffle in square arrangement is 5482.332 (w/m^2k) and for triangle arrangement is 7519.513 (w/m^2k). These values for the segmental baffle are 4570.745 (w/m^2k) and 6468.366 (w/m^2k).

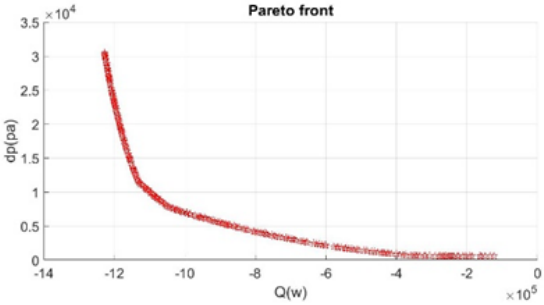
For the lowest pressure drop for trefoil baffles, the diameter of the tubes, the height of the hole, the distance

*Manuscript received: March 11, 2022. Revised January 22, 2023, Accepted, February 5, 2023.

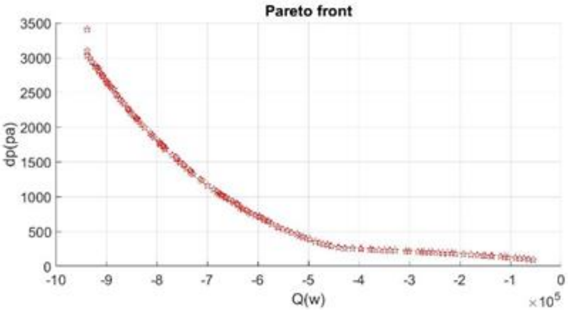
[1] Corresponding author. Associate Professor, Petroleum University of Technology, Abadan, Iran, **Email**: eskandari@put.ac.ir

[2] M.Sc. Arvandan Oil and Gas Company.

between the baffles, and the Reynolds number are 0.02 m, 0.003 m, 0.25 m, and 5000, respectively. PARETO FRONT charts for trefoil and segmental baffles in square and triangle arrangement of tube bundles were obtained from multi-objective optimization, which plots heat transfer capacities against corresponding pressure drop (Figure 2).



(a)



(b)

Figure 2. Diagram (Pareto front) with a combined approach for square arrangement of trefoil (a) and segmental baffle (b)

5. Results of CFD simulation

The flow pattern on the shell side of the heat exchanger with trefoil baffle is longitudinal, without obvious dead areas (Figure 3), while in the segmental baffle there are too many dead zones, vortices and backflows caused by the zigzag flow on the shell side, which leads to reduced velocity, inefficient use of the heat transfer area, and worse heat transfer (Figure 4).

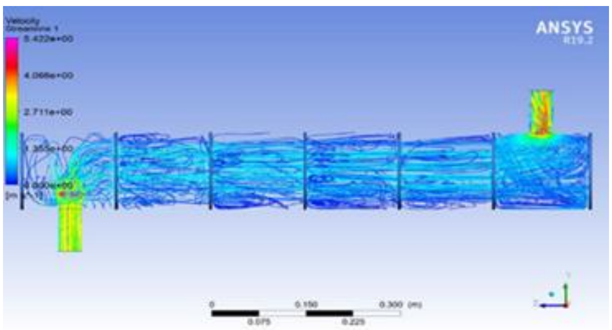


Figure 3. Flow pattern on the shell side of heat exchanger with trefoil baffle

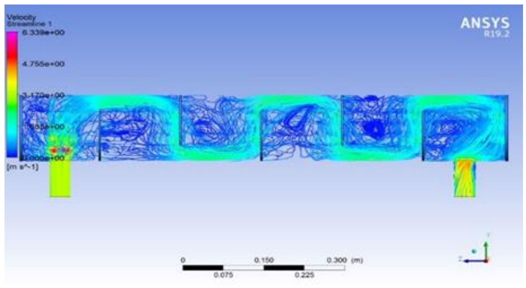


Figure 4. Flow pattern on the shell side of heat exchanger with segmental baffle

6. Comparison of heat transfer capacity and pressure drop of baffles

Figure 5 shows the comparison of the heat transfer capacity and pressure drop in square arrangement state for trefoil and segmental baffles. As the Reynolds number increases, the difference in heat transfer capacity and pressure drop for the trefoil baffle increases compared to the segmental baffle.

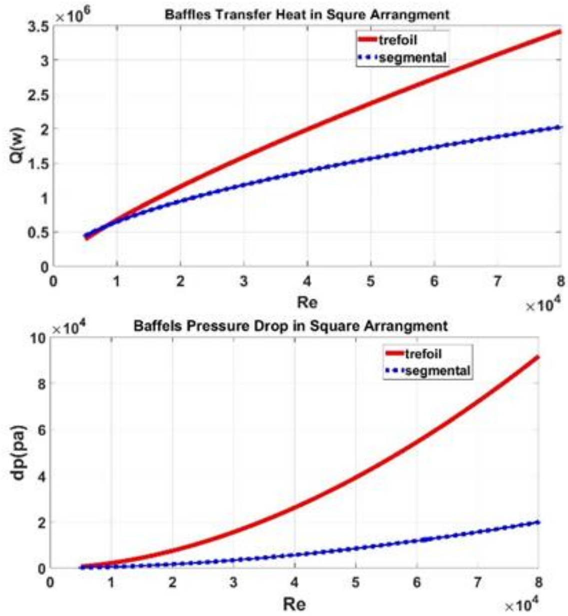


Figure 5. Comparison of heat transfer capacity and pressure drop of baffles in square arrangement

7. Conclusion

The heat transfer capacity in the maximum state obtained from the single-objective genetic algorithm of the trefoil baffle with a square arrangement is 19.944% more than that of the segmental baffle, and this value reaches 16.25% for the triangle arrangement. Moreover, the pressure drop increased 3.2 times for the square arrangement and 2.075 times for the triangle arrangement compared to the segmental baffle. The convection heat transfer coefficient of the triangular mode compared to the square mode increased by 37% for the trefoil baffle and this figure was obtained for the segmental baffle by 41.5%. The jet flows created in the trefoil pores increase the heat transfer performance and the corrosion products and chemical deposits are reduced, which also improves the corrosion conditions.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک،۳۵، ۱۴۰۲. (۷۶-۵۵)

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

مقایسهٔ عددی مشخصه‌های ترمو هیدرولیک سمت پوستهٔ مبدل‌های حرارتی پوسته-لوله با بفل تری‌فویل و بفل قطاعی به وسیلهٔ الگوریتم ژنتیک

مقاله پژوهشی

هادی اسکندری[۱] ایمان هاشمی[۲]

DOI: 10.22067/JACSM.2023.75777.1105

چکیده *در این مقاله به مطالعهٔ تاثیر استفاده از بفل‌های تری‌فویل و قطاعی بر انتقال حرارت و افت فشار سمت پوستهٔ مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله پرداخته می‌شود. بفل‌ها در پوسته مبدل‌های حرارتی پوسته - لوله برای افزایش ضریب انتقال حرارت، تکیه‌گاه لوله‌ها، تعیین الگوی جریان، استحکام ساختاری و جلوگیری از ارتعاش، به کار می‌روند. با استفاده از الگوریتم ژنتیک در شرایط یکسان، تابع‌های انتقال حرارت و افت فشار بفل‌ها به‌صورت تک هدفه و چند هدفه بهینه‌سازی می‌شوند. مبدل حرارتی با بفل تری‌فویل به وسیلهٔ نرم افزار انسیس فلوئنت شبیه‌سازی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که بفل تری‌فویل ضریب انتقال حرارت را با افت فشار بیشتری، افزایش می‌دهد. ظرفیت انتقال حرارت بفل تری‌فویل نسبت به بفل قطاعی در وضعیت بیشینهٔ حاصل شده از الگوریتم ژنتیک تک هدفه در آرایش مربع ۱۹٫۹۴۴٪ و برای آرایش مثلث ۱۶٫۲۵٪ بیشتر شده است، این در حالی است که افت فشار برای چیدمان مربع دستهٔ لوله‌ها ۳٫۲ برابر و برای چیدمان مثلث دستهٔ لوله‌ها ۲٫۰۷۵ برابر نسبت به بفل قطاعی بیشتر شده است.جریان‌های جت ایجاد شده در منفذهای تری‌فویل عملکرد انتقال حرارت مبدل حرارتی را افزایش می‌دهد و محصولات خوردگی و رسوبات شیمیایی دستهٔ لوله‌ها را کاهش می‌دهد و باعث بهبود شرایط خوردگی مبدل حرارتی پوسته-لوله با بفل منفذدار تری‌فویل شده است.*

واژه‌های کلیدی بفل تری‌فویل، بفل قطاعی، مبدل حرارتی پوسته-لوله، الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی، شبیه‌سازی سه بعدی.

Numerical Comparison of Shell Side Thermo-Hydraulic Characteristics for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil and Segmental Baffle by Genetic Algorithm

Hadi Eskandari Iman Hashemi

Abstract: *In this paper, the effect of using trefoil and segmental baffles on heat transfer and pressure drop towards the shell of shell and tube heat exchangers is studied. Baffles are used in shell and tube heat exchangers to increase heat transfer coefficient, pipe support, flow pattern determination, structural strength and vibration prevention. Using the genetic algorithm under the same conditions, the heat transfer and pressure drop functions of the baffles are optimized as single-objective and multi-objective. The heat exchanger with the trefoil baffles is simulated by Aansys fluent software. The results show that in trefoil baffles, increasing the heat transfer coefficient will be accompanied by a greater pressure drop. The heat transfer capacity of the trefoil baffle has increased by 19.944% in the square arrangement and 16.25% in the triangle arrangement compared to the segmental baffle in the maximum state obtained from the single-objective genetic algorithm, while the pressure drop for the square arrangement of the tube bundle is 3.2 times and for the triangle arrangement tube bundle has increased 2.075 times compared to the segmental baffle. The jet fluid flow created in the trefoil perforated increase the heat transfer performance and the corrosion products and chemical sediments are reduced, which also improves the corrosion conditions of the shell and tube heat exchanger with the trefoil perforated plate.*

Key Words: Trefoil baffle, Segmental Baffle, Shell and Tube Heat Exchanger, Thermo-hydraulic, Genetic Algorithm, Optimization, 3D simulation.

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۱۲/۲۰ و تاریخ پذیرش ۱۴۰۱/۱۱/۱۶ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول: دانشیار دانشگاه صنعت نفت، آبادان، ایران.

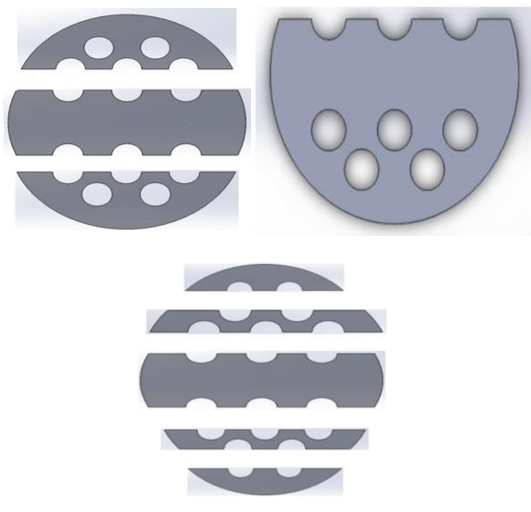
(۲) کارشناس ارشد شرکت نفت و گاز اروندان منطقه آزاد اروند ایران.

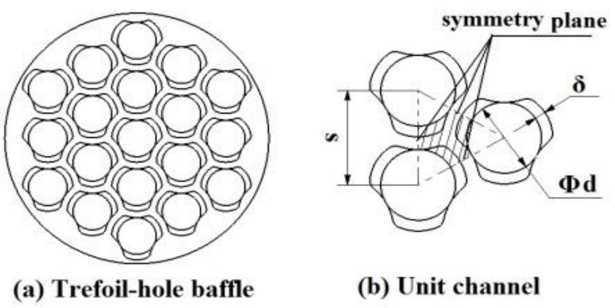
Email: eskandari@put.ac.ir

مقدمه

مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله از انواع پر کاربرد در میان انواع مبدل‌های حرارتی هستند. آن‌ها قابل استفاده در فرایندهای صنعتی، صنایع نفت و گاز، نیروگاه‌های مرسوم و هسته‌ای به عنوان چگالنده، ژنراتور بخار، رآکتور آب تحت فشار نیروگاه‌ها و گرمکن‌های آب تغذیه هستند. از آن‌ها در مصارف بسیار دیگری مثل انرژی‌های جایگزین همچون اقیانوس، زمین گرمایی و نیز تهویهٔ مطبوع و سیستم‌های برودتی استفاده می‌شود. مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله می‌توانند برای فشارهای بالا نسبت به محیط و فشارهای بالا در میان مسیرهای جریان، طراحی شوند. بفل‌ها اجزایی از مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله هستند که دو وظیفهٔ حیاتی بر عهده دارند، از همه مهمتر تکیه‌گاه دستهٔ لوله‌ها برای استحکام ساختاری، جلوگیری از ارتعاش و افتادگی لوله‌ها و دیگری، جابه‌جایی جریان در میان دستهٔ لوله‌ها برای بالا بردن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی است.

بفل قطاعی یکی از نوع‌های متداول بفل هستند و به‌صورت یگانه، دوگانه و سه‌گانه وجود دارند شکل (۱). آنها جریان را به طور موثر از طریق لوله‌ها هدایت می‌کنند. فاصلهٔ دقیق بین بفل‌ها بین ۰,۴ تا ۰,۶ قطر پوسته و برش بفل ۲۵٪ تا ۳۵٪ معمولا پیشنهاد می‌گردد [1]. بفل منفذدار تری‌فویل یک نوع از بفل صفحه‌ای ارفیس مدور است که جریان را به‌صورت طولی در پوسته هدایت می‌کند. مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله با بفل منفذدار تری‌فویل دارای مزایای استثنایی در مهندسی هسته‌ای و توانایی اساسی در ضد لرزش و ارتعاش دارد و چالش طاقت فرسایی و نیازهای پیشرفته برای عملکرد و بهره برداری ایمن را برآورده می‌نماید شکل (۲).


شکل ۱ بفل قطاعی منفذدار



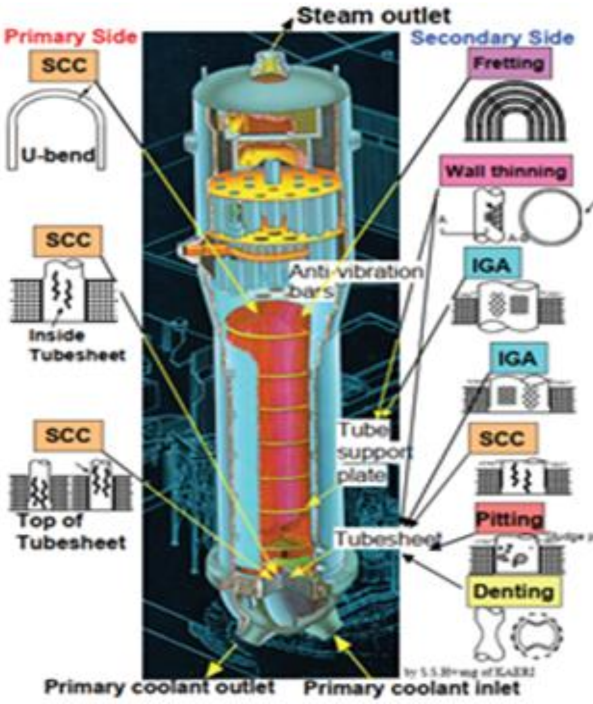
شکل ۲ بفل منفذدار تری‌فویل با آرایش مثلث

پیشینهٔ تحقیق

کوتین و همکاران [2]، در مقالهٔ خود یک رویکرد نظری درگیر در محاسبهٔ عملکرد ترموهیدرولیک مبدل حرارتی پوسته لوله به وسیلهٔ دو روش کالبرن و بل دلاور ارائه نمودند. دمای آب در سمت گرم ۵۰ درجه سانتیگراد، ۷۰ درجه سانتیگراد و ۹۰ درجه سانتیگراد متغیر بوده و سیال سرد در دمای ۳۰ درجه سانتیگراد تنظیم می‌شد. نمودارهایی از پارامترهای عملکرد، مانند بار حرارتی، ضریب انتقال حرارت سمت پوسته و اثربخشی توسط هر دو رویکرد مورد بحث قرار دادند. از نتایج استنباط نمودند که روش بل دلاور برای محاسبه در سناریوهای عملی قابل اعتمادتر است زیرا زیان‌هایی که ممکن است رخ دهد در نظر گرفته می‌شود. یانگ و همکاران [3]، در کار خود به مطالعهٔ ژنراتورهای بخار (SGs) که مبدل‌های حرارتی حیاتی هستند و دو طرف اولیه و ثانویه را در سیستم‌های نیروگاهی به هم متصل می‌کنند، پرداختند. آن‌ها (SGs) نقش کلیدی در اتصال حلقه‌های اولیه و ثانویه در راکتورهای آب تحت فشار (PWR) نیروگاه‌های هسته‌ای ایفا می‌کنند. جریان داخلی و رفتارهای انتقال حرارت (SG) را با استفاده از مدل تغییر فاز حرارتی CFX شبیه‌سازی نمودند. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌داد که میانگین کیفیت بخار خروجی (۰,۲۶) و دمای خروجی مایع خنک کننده ۵۵۴,۲۸ کلوین بود که با مقدارهای طراحی مطابقت داشت. توزیع سرعت سیال در ناحیه U - bend به غیر یکنواخت تبدیل می‌شد. نسبت لغزش سمت ثانویه ابتدا افزایش و سپس به تدریج در امتداد محوری کاهش می‌یافت. جدی ترین آسیب ارتعاش ناشی از جریان (FIV) در زوایای ۶۰ درجه در پایهٔ سرد و ۱۱۰درجه در پایهٔ داغ با توجه به چگالی و سرعت سیال سمت ثانویه در ناحیهٔ (U - bend)، نتیجه شده بود. گومز – کاسترو و همکاران [4]، در

مقالهٔ خود چهار مطالعهٔ موردی برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله در نظر گرفتند. برای هر مطالعه موردی استفاده از روش کرن و بل - دلاور با قطرهای مجزا و پیوستهٔ لوله‌ها لحاظ کردند. در مجموع ۱۶ مسئله بهینه‌سازی (چهار مسئله بهینه‌سازی در هر مطالعه موردی) که در آن تابع هدف کل، هزینه سالانه تجهیزات بود، نتیجه می‌شد. از هفت الگوریتم فراابتکاری برای حل هر مسئله بهینه‌سازی استفاده نمودند، عملکرد آنها با استفاده از پارامترهای آماری مانند میانگین، میانه و انحراف استاندارد تابع هدف مقایسه نمودند. الگوریتم‌های فراابتکاری با بهترین عملکرد جهانی، تکامل تفاضلی و بهینه‌سازی گرگ خاکستری بودند. سعید و همکاران [5]، شبیه‌سازی عددی سه گونه بفل منحنی قطاعی جدید را (بفل‌های هسته محدب/ بفل‌های محدب محیطی (CB1))، (بفل محدب محیطی / بفل هسته محدب(CB2))، (بافل‌های محدب محیطی / بافل‌های هسته مقعر (CB3)) برای تحلیل عملکرد ترموهیدرولیک انجام دادند. برای مقایسه، بفل قطاعی یگانه را نیز شبیه‌سازی عددی نمودند. هر پیکر بندی بفل با عدد رینولدزهای متفاوت (۱۷۶۳۹ – ۳۰۳۳۱) بر اساس ضریب انتقال حرارت کلی (U)، بازدهی (ε) و عدد انتقال واحد (NTU) آزمایش کردند و همچنین، افت فشار در سراسر سمت پوسته را برای برآورد اتلاف انرژی از سیستم به دلیل طراحی پیشنهادی محاسبه نمودند. نتایج نشان داد که پیکربندی (CB3) منجر به افزایش قابل توجه عملکرد مبدل حرارتی در مقایسه با دو پیکربندی دیگر برای همه انواع تحت بررسی، می‌شود. سو و همکاران [6]، در مطالعهٔخود، یک کد تجزیه و تحلیل ترموهیدرولیکی ژنراتور بخار مبتنی بر فلوئنت (STAF)را برای پیش‌بینی ویژگی‌های حرارتی - هیدرولیکی موضعی سه‌بعدی در طرف‌های اولیه و ثانویه ژنراتور بخار شکل (۳) ایجاد نمودند. کد (STAF) بر اساس مدل رسانه متخلخل در فلوئنت توسعه دادند. مقاومت‌های جریان که به وسیلهٔ لوله‌ها، صفحات نگهدارندهٔ لوله‌های دانکامر و جداسازها ایجاد می‌شود و با معادلهٔ مومنتوم به عنوان مولفه‌های افزوده شدهٔ منبع سیال سمت پوسته معرفی شوند. انتقال حرارت از سیال جانبی اولیه به ثانویه به عنوان معادله منبع انرژی سیال جانبی ثانویه در نظر گرفتند.

جریان و انتقال حرارت در سمت اولیه و همچنین انتقال حرارت لوله به پوسته از طریق توابع تعریف شده توسط کاربر(UFD) در فلوئنت حل نمودند. (STAF) را برای شبیه‌سازی آزمایش (Westinghouse MB2) استفاده نمودند و پارامترهای ترموهیدرولیکی موضعی را به دست آوردند. نتایج عددی تطابق خوبی با نتایج تجربی نشان می‌داد، که توانایی (STAF) را برای مدل‌سازی ویژگی‌های جریان سه‌بعدی و انتقال حرارت در سمت اولیه و ثانویه مولد بخار را نشان می‌دهد. شرینکانت و همکاران [7]، به مطالعهٔ تاثیر پیکربندی‌های مختلف بفل‌ها در مبدل حرارتی پوسته - لوله بر ضریب انتقال حرارت و افت فشار با بفل قطاعی یگانه، دوگانه، سه‌گانه، بفل‌های مارپیچ و بفل گل به وسیلهٔ شبیه‌سازی عددی پرداختند. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که برای دبی جرمی یکسان سمت پوسته، ضریب انتقال حرارت، افت فشار و نرخ انتقال حرارت برای بفل قطاعی یگانه حداکثر هستند. مناطق رکود تقریباً صفر در بفل‌های مارپیچ مشاهده شدند که منجر به کاهش رسوب و طول عمر عملیاتی طولانی می‌شود زیرا ارتعاش ناشی از جریان کم است. بفل‌های نوع گل "A" و "B" نیز کاهش مناطق راکد را نشان دادند.



شکل ۳ طرح شماتیک رآکتور آب تحت فشار با بفل‌های تری‌فویل

حمید یوسف وند و همکاران [8]، یک مبدل حرارتی پوسته – لوله با بفل‌های قطاعی – مارپیچ هیبریدی جدید (HSHB - STHX) با لوله‌های آجدار مختلف با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌سازی جریان (SolidWorks) با روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد مطالعه قرار دادند. برای بهبود دستگاه ارجاع شده با بفل قطاعی موجود، از دو رویکرد استفاده کردند، اعمال یک بفل جدید با یک مسیرگذر پوسته و استفاده از لوله آجدار، با در نظر گرفتن آرایش دنده‌های مختلف (دایره، مثلث و مستطیل). علاوه بر این، با مقایسه پارامترهای مختلف ترمو – هیدرولیک مانند ضریب ارزیابی کارایی، انتقال حرارت به افت فشار (Q / Δp)، معیارهای ارزیابی عملکرد (PEC)، نسبت عدد ناسلت به آرایش افت فشار (فاصله و زاویه جهت گیری در ناحیه مرکزی) و لوله آجدار با اشکال دنده‌های مختلف (دایره، مثلثی و مستطیلی) ارائه نمودند.

بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، مدل(HSHB - STHX) با شش بفل قطاعی و زاویه جهت ۹۰ درجه با لوله آجدار مستطیلی به عنوان بهترین مدل از نظر PEC نسبت به مدل‌های دیگر معرفی شدند. در میان شکل پرهٔ پیشنهادی (دایره، مثلثی و مستطیلی)، لوله با ۱۲۰ پرهٔ مستطیلی دارای حداکثر مقدار(Nu / ΔP) بود. در این مقاله با استفاده از الگوریتم ژنتیک بفل تری‌فویل با بفل قطاعی مقایسه می‌شوند و به وسیلهٔ شبیه‌سازی سه بعدی، به مطالعه جریان در پوستهٔ مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل پرداخته شده است.

مواد و روش تحقیق

در این بخش، بر روی بفل‌های منفذدار تری‌فویل و قطاعی الگوریتم ژنتیک اجرا می‌شود. بدین منظور که تابع‌های هدف ظرفیت انتقال در حالت حداکثر و افت فشار در شرایط حداقل و متغیرهای متناظر با آن‌ها با یکدیگر ارزیابی و مقایسه. همچنین یک شبیه‌سازی سه بعدی از مبدل حرارتی پوسته – لوله با بفل منفذدار تری‌فویل و قطاعی صورت می‌گیرد تا به مطالعهٔ مشخصه‌های رفتار جریان سیال در سوی پوسته مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله پرداخته شود.

پیاده سازی الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک (GA) یک روش جستجو است که روند انتخاب طبیعی را تقلید می‌کند. این روش جستجوی ابتکاری به طور معمول برای تولید راه حل‌های مفید برای بهینه‌سازی جستجوی مسائل استفاده می‌شود. الگوریتم‌های ژنتیک به گروه بزرگترالگوریتم‌های تکاملی تعلق دارند که با بهره جستن از تکنیک‌های الهام گرفته از تکامل طبیعی، راه حل‌هایی برای مشکلات بهینه‌سازی مانند وراثت، جهش، انتخاب و (Crossover) تولید می‌کنند. الگوریتم با مجموعه ای از راه حل‌ها شروع می‌شودکه جمعیت نامیده می‌شود. راه حل‌هایی از یک جمعیت گرفته شده و برای تشکیل جمعیت جدید استفاده می‌شود. راه حل‌هایی که برای تشکیل راه‌حل‌های جدید (فرزندان) انتخاب می‌شوند، با توجه به تناسب آنها انتخاب می‌شوند، هرچه منا سب تر با شند، شانس بیشتری برای تولید مثل دارند. این کار تکرار می‌شود تا زمانی که برخی شرایط (تعداد جمعیت یا بهبود بهترین راه حل) برآورده شود. تعمیم عملکرد ارائه شده در الگوریتم ژنتیک برای به حداقل رساندن یک مسئله است بنابراین، یک تابع دیگر g(x) باید ارائه شود به طوری که $g(x) = -f(x)$ برای تابع هدف تا حداکثر سازی مسئله ایجاد شود قیدها در مسئله انتخاب می‌شوند تا مقدار بهینه شده در مقادیر آزمایش گنجانده شود. تمام قیود مشخص شده برای توابع (Q) و (ΔP) مرزها خطی هستند. با حل این مسئله دو حالت بهینه شده حاصل خواهد شد یکی حداکثر تابع (Q) و دیگری حداقل تابع (ΔP) است. قیدها برای تابع‌های (Q) و (ΔP)، شامل عدد رینولدز، تعداد وقطر لوله‌ها، فاصله و ارتفاع منفذ بفل‌ها هستند.

راه حل دقیقی مورد نیاز است تا یک حالت بهینه از هر دو تابع‌های هدف را برآورده کند. بنابراین یک بهینه‌سازی چند هدفه با الگوریتم ژنتیک انجام خواهد گرفت. از طرح ترکیبی برای یافتن یک (Pareto front) بهینه برای مسئله چند هدفه استفاده می‌شود.

بهینه‌سازی مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل

معادلات راهنما برای مشخصه‌های ترمو – هیدرولیک سمت پو ستهٔ مبدل حرارتی پو سته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل [9] عبارتند از:

$$N_u = 0.42457Re^{0.78172}\left(\frac{\delta}{d_e}\right)^{-0.16.35}\left(\frac{B}{d_e}\right)^{-0.14487}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho u^2} = 9.0713Re^{-0.1887}\left(\frac{\delta}{d_e}\right)^{-1.92116}\left(\frac{B}{d_e}\right)^{-0,85157} \quad (2)$$

در معادله‌های فوق عدد ناسلت (N_u) و افت فشار (ΔP) بر حسب عدد رینولدز (Re)، ارتفاع منفذ (δ) و فاصلهٔ بین صفحه‌های بفل (B) بیان می‌شود. برای تابع‌های هدف انتقال حرارت و اتلاف فشار قیدهای زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$maxQ(X) \rightarrow \begin{cases} 5000 \le Re \le 20000 \\ 10 \le N_T \le 30 \\ 0.01 \le d_o \le 0.03 \\ 0.0018 \le \delta \le 0.0033 \\ 0.15 \le B \le 0.25 \end{cases}$$

$$min\Delta P(X) \rightarrow \begin{cases} 5000 \le Re \le 20000 \\ 0.01 \le d_o \le 0.03 \\ 0.0025 \le \delta \le 0.0033 \\ 0.15 \le B \le 0.25 \end{cases}$$

در قیدهای قرارداده شده، (N_T) تعداد و (d_o) قطر لوله‌ها می‌باشد.

بهینه‌سازی مبدل حراتی پوسته – لوله با بفل قطاعی

معادلات راهنما برای مشخصه‌های ترمو-هیدرولیک سمت پوستهٔ مبدل حرارتی پوسته – لوله با بفل قطاعی[1] عبارتند از:

$$NU = 0.36\left(\frac{d_e G_s}{\mu}\right)^{0.55}\left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3)$$

$$\Delta P = \frac{fG_s^2(N_b+1)D_s}{2\rho d_e \phi_s} \quad (4)$$

در معادله‌های بالا (d_e) قطر معادل، (G_s) جریان جرمی سمت پوسته، (f) ضریب اصطکاک، (N_b) تعداد صفحه‌های بفل و (D_s) قطر پوسته می‌باشد.

برای تابع‌های هدف انتقال حرارت و اتلاف فشـــار قیدهای زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$maxQ(X) \rightarrow \begin{cases} 5000 \le Re \le 20000 \\ 10 \le N_T \le 30 \\ 0.01 \le d_o \le 0.03 \end{cases}$$

$$min\Delta P(X) \rightarrow \begin{cases} 5000 \le Re \le 20000 \\ 0.01 \le d_o \le 0.03 \\ 10 \le N_T \le 30 \\ 0.15 \le B \le 0.25 \end{cases}$$

شبیه‌سازی سه بعدی مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل

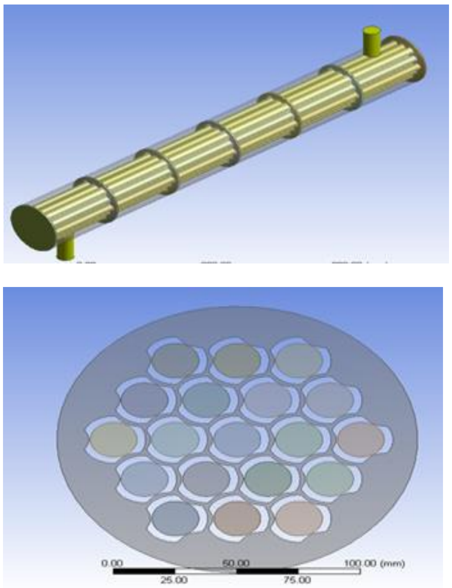
برای مطالعهٔ دقیق تر رفتار جریان سیال سمت پوسته مبدل حراتی پوسته – لوله با بفل منفذ دار تری‌فویل، شبیه‌سازی سه بعدی در نرم افزار انسیس فلوئنت از این گونه مبدل حرارتی انجام می‌گیرد. برای بفل تری‌فویل روش‌های کرن و بل دلاور، کارایی ندارد از همین رو یکی از روش‌های تحلیل آن‌ها شبیه‌سازی در نرم افزار انسیس فلوئنت است و استفاده از رابطه‌هایست که به طور آزمایشگاهی به دست آمده است.

مدل هندسی مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل

مدل مبدل حرارتی پوسته – لوله با بفل منفذدار تری‌فویل بر اساس استانداردهای مبدل حرارتی طراحی شده است و در جدول (۱) نشان داده شده است . قطر داخلی پوسته ۱۴۶، طول پوسته ۹۰۰، قطر لوله‌ها ۱۹ و گام آن‌ها ۲۵میلی متر است . آرایش مثلث با تعداد ۱۹عدد لوله تطبیق یافته است . ضخامت بفل‌ها ۴م، فاصلهٔ آن‌ها ۱۵۰، ارتفاع منفذ بفل ۳ میلی متر وتعداد بفل‌ها ۵ عدد است. مدل سه بعدی مبدل حرارتی و بفل منفذ دار تری‌فویل در شکل (۴) نشان داده شده است.

جدول ۱ پارامترهای هندسی مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل

اجزا	پارامترها	ابعاد
پارامترهای پوسته	قطرداخلی D_i طول L	146mm 900mm
پارامترهای لوله	قطرخارجی لوله d_o گام لوله P_t آرایش لوله‌ها قطرخارجی دسته لوله	19mm 25mm مثلثی 147mm
پارامترهای بفل	ضخامت بفل فاصلهٔ بین بفل‌ها B ارتفاع منفذ بفل`	4mm 150mm 3mm
نازل‌های ورودی و خروجی	قطر داخلی ارتفاع فاصله از مرکز نازل تا بفل	40mm 80mm 75mm



شکل ۴ مبدل حرارتی پوسته – لوله (a) و صفحهٔ منفذدار تری‌فویل (b)

معادلات حاکم

سیال سمت پو سته در مبدل حرارتی مدل باید در سه معادلهٔ راهنمای پایه‌ای، پیو ستگی (۴)، بقای مومنتوم (۵) و بقای انرژی (۶) صدق نماید.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu + \mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (۶)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i}\right] \quad (۷)$$

از مدل استاندارد تلاطم (k-ε)که یک مدل نیمه‌تجربی براساس مدل‌های معادلات گذرا برای انرژی جنبشی تلاطم (k) و میزان اتلاف (ε) است استفاده شده است . این یک کلاس مدل تلاطمی است و معمولاً در محاسبه جریان مهندسی عملی مانند جریان‌های متلاطم در طرف پوسته مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شود. معادله‌های بقا برای (k) و (ε) به ترتیب به شکل زیر بیان می‌شوند:

$$\rho\frac{\partial k}{\partial t} + \rho\frac{\partial (k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \quad (۸)$$

$$\rho\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho\frac{\partial (\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\varepsilon_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \frac{C_{1\varepsilon}\varepsilon}{k} + G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۹)$$

در معادله‌های بالا، ویسکوزیتهٔ تلاطم (μ_t) با ترکیبی از (ε) و (k) محاسبه می‌شود.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۱۰)$$

$$G_k = -\rho\overline{u_i' u_j'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (۱۱)$$

(G_k) بیانگر تولید انرژی جنبشی تلاطم است که به وسیلهٔ گرادیان‌های متوسط سرعت محاسبه می‌شود. مقادیر ثابت بدین صورت تنظیم می‌گردد: $C_{1\varepsilon} = 1.44$، $C_{2\varepsilon} = 1.92$، $C_\mu = 0.09$، $\sigma_k = 1$ و $\sigma_\varepsilon = 1.3$. در شبیه‌سازی، جریان سیال به طور کامل متلاطم و غیرقابل تراکم است، ازتاثیر ویسکوزیتهٔ مولوکولی صرف نظر شده است. در شبیه‌سازی از مدل تلاطم استاندارد (k-ε) استفاده شده است . عدد رینولدز به شکل زیر معین می‌گردد:

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\mu} \quad (۱۲)$$

$$d_e = \frac{4\left(\sqrt{3}/2p_t^2 - \pi d_o^2/4\right)}{\pi d_o} \quad (۱۳)$$

در این معادله (d_o) قطر خارجی و (p_t) گام لوله‌ها برای آرایش مثلث دستهٔ لوله‌ها است.ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت پوسته به‌صورت زیر تشریح می‌گردد:

$$h = \frac{m c_p (T_O - T_i)}{A\Delta T_{lmtd}} \quad (۱۴)$$

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_w - T_o) - (T_w - T_i)}{\ln\frac{(T_w - T_o)}{(T_w - T_i)}} \quad (۱۵)$$

در معادله‌های فوق h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، ΔT_{lmtd} اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، T_w دمای دیوارهٔ لوله‌ها، T_i دمای سیال ورودی به پوسته و T_o دمای سیال خروجی از پوسته می‌باشد.

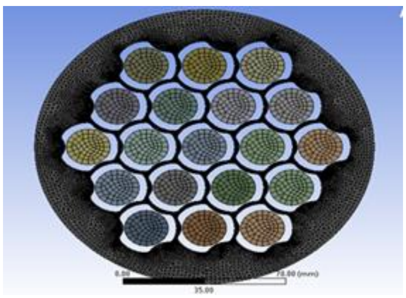
شرایط مرزی

در فرایند شبیه‌سازی فرض شده است که سیال نیوتونی و غیر قابل تراکم و به طور متوسط پیوستگی دارد. از اثرات جاذبه صرف نظر می‌شود و دیواره‌ها مرز لغزشی نیستند. سطح خارجی دیواره‌های پوسته آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شوند. سیالی که در پوستهٔ مبدل حرارتی جریان دارد آب است. میزان جریان جرمی ورودی که معادل عدد رینولدز (۱۰۰۰۰) است، در نظر گرفته

می‌شود. دمای ورودی سیال (۲۹۳ کلوین) تنظیم می‌شود. شرایط خروجی به‌صورت فشار خروجی در نظر گرفته می‌شود و فشار آن (۰) پاسکال فرض می‌شود. فشار ورودی حاصل شده همان اتلاف فشار است. دمای دستهٔ لوله‌ها (۳۹۳ کلوین) انتخاب می‌شود که معادل انتقال حرارت هم دمای چگالش سیال سمت لوله‌ها می‌باشد در جایی که از مقاومت هدایت حرارتی دیوارهٔ لوله‌های مبدل حرارتی صرف نظر شده است. روش حل شبیه‌سازی از جفت شدگی فشار – سرعت بر اساس الگوریتم (couple) وممنتوم گسسته و معادلات انرژی بر اساس طرح متفاوت مخالف مرتبه دوم استفاده می‌شود.

تقسیم مش و تایید استقلال

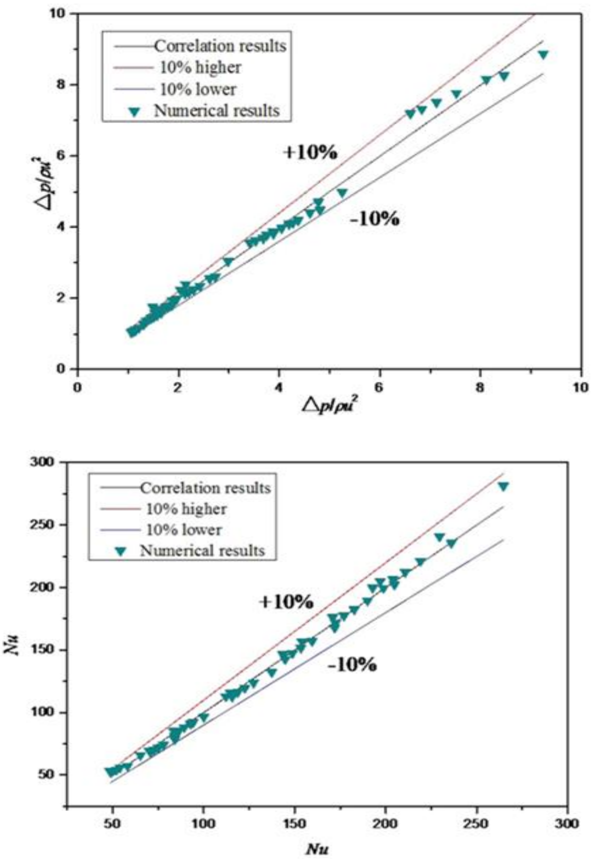
تراکم‌های مختلف مش و طرح‌های مش‌بندی مدل برای به دست آوردن راه حل استقلال شبکه مورد بررسی قرار گرفت. مش‌بندی برای مدل مبدل حرارتی با بفل‌های منفذ دار تری‌فویل توسط مش‌های بلوک ایجاد شده است. از مش‌های تصفیه شده در مناطق صفحهٔ محافظ لوله‌ها برای دقیق‌تر شدن جریان سیال در نزدیکی سطح صفحه استفاده می‌شود، شکل (۵). مدل‌ها با تعداد المان مش‌های ۷,۵ و ۶ میلیون بررسی شدند. تغییرات نسبی اتلاف فشار و ضریب انتقال حرارت هر دو کمتر از۰,۰۲ درصد می‌شود. می‌توان در نظر گرفت که راه حل استقلال شبکهٔ مش‌بندی حاصل شده است.



شکل ۵ صفحهٔ منفذدار تری‌فویل مش‌خورده

اعتبار سنجی

معادله‌های (۱) و (۲) مربوط به بفل تری‌فویل برای عدد رینولدز۵۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰، عدد پرانتل ۰,۵ تا ۱۶۰، ارتفاع منفذ ۰,۰۰۱۸ تا ۰,۰۰۳۳ (متر) و فاصلهٔ بفل ۰,۱۵ تا ۰,۹ (متر) معتبر است [9]. از این معادله‌ها برای اجرای الگوریتم ژنتیک برای بفل تری‌فویل استفاده شده است. همانگونه که در شکل (۶)، مشاهده می‌گردد، نتایج حاصل از روش‌های عددی در تطابق خوبی با نتایج معادلات ارائه شده می‌باشند. برای بفل‌های تری‌فویل درصد خطا میان معادله‌های ضریب انتقال حرارت و افت فشار با نتیجه‌های عددی 10%± به دست آمده است. اجرای الگوریتم ژنتیک برای بفل قطاعی از روش کرن استفاده شده است. معادله‌های این روش از طریق آزمایش‌های تجربی به دست آمده اند و نتایج آن‌ها با شبیه‌سازی‌های عددی هم خوانی با درصد خطای اندکی دارند [1].



شکل ۶ مقایسهٔ نتیجه‌های عددی و معادله‌های بفل تری‌فویل برای افت فشار(a) و عدد ناسلت(b)

نتایج

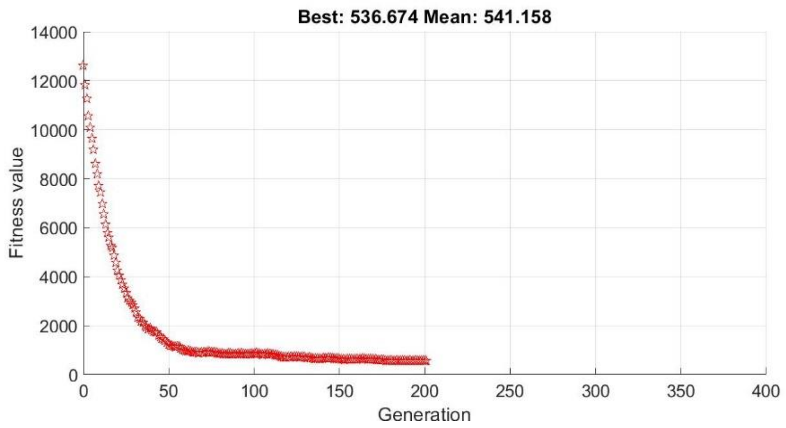
در این قسمت نتیجه‌های حاصل از اجرای الگوریتم ژنتیک برای مبدل‌های حرارتی پوسته – لوله دسته بندی می‌شوند. بدین طریق امکان مقایسهٔ مبدل‌های حرارتی در حالی که به‌صورت تک هدفه بهینه شده‌اند میسر می‌شود و همچنین مقدار پارامترهای متناظر برای حالت‌های بهینه چند هدفه آن‌ها به دست می‌آید. با استفاده

از شبیه‌سازی سه‌بعدی مبدل‌ها، توزیع دما، توزیع سرعت و الگوی خطوط جریان برای آنها معلوم و مقایسهٔ آنها صورت می‌گیرد.

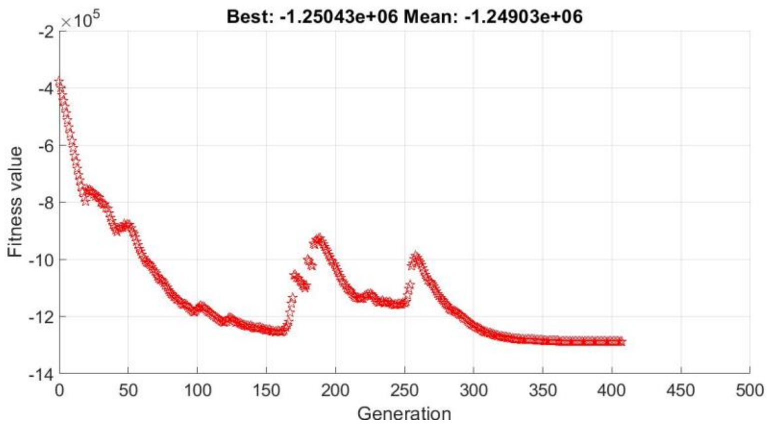
بهینه‌سازی تک هدفهٔ مبدل حرارتی پوسته - لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل

شکل(۷)، حداقل مقدار برای افت فشار و حداکثر مقدار برای ظرفیت انتقال حرارت حاصل از الگوریتم ژنتیک تک هدفه برای منفذ تری‌فویل آرایش مربع را نشان می‌دهد. برای حداکثر مقدار ظرفیت انتقال حرارت تعداد لوله‌ها، قطر لوله‌ها، ارتفاع منفذ، فاصلهٔ بین بفل‌ها، عدد رینولدز و ضریب انتقال حرارت به ترتیب برابر با، ۳۰ عدد، ۰٫۰۳ متر، ۰٫۰۰۳ متر، ۰٫۱۵ متر، ۱۸۴۴۷٫۴۱۱ و ۵۴۸۲٫۳۳۲ (w/m²k) می‌شوند. برای حداقل افت فشار قطر لوله‌ها، ارتفاع منفذ، فاصلهٔ بفل‌ها و عدد رینولدز به ترتیب برابر با، ۰٫۰۱۳ متر، ۰٫۰۰۳ متر، ۰٫۲۵ متر و ۵۰۰۰ نتیجه شده است.

شکل (۸)، حداقل مقدار برای افت فشار و حداکثر مقدار برای ظرفیت انتقال حرارت حاصل از الگوریتم ژنتیک تک هدفه برای منفذتری‌فویل آرایش مثلث را نشان می‌دهد. برای حداکثر مقدار ظرفیت انتقال حرارت تعداد لوله‌ها، قطر لوله‌ها، ارتفاع منفذ، فاصلهٔ بین بفل‌ها، عدد رینولدز و ضریب انتقال حرارت به ترتیب برابر با، ۳۰ عدد، ۰٫۰۳ متر، ۰٫۰۰۲ متر، ۰٫۱۵متر، ۱۹۴۸۰٫۹۶۹ و ۷۵۱۹٫۵۱۳ (w/m²k) می‌شوند. برای حداقل افت فشار، قطر لوله‌ها، ارتفاع منفذ، فاصلهٔ بفل‌ها و عدد رینولدز به ترتیب برابر با، ۰٫۰۲ متر،۰٫۰۰۳ متر، ۰٫۲۵متر و ۵۰۰۰ نتیجه شده است.

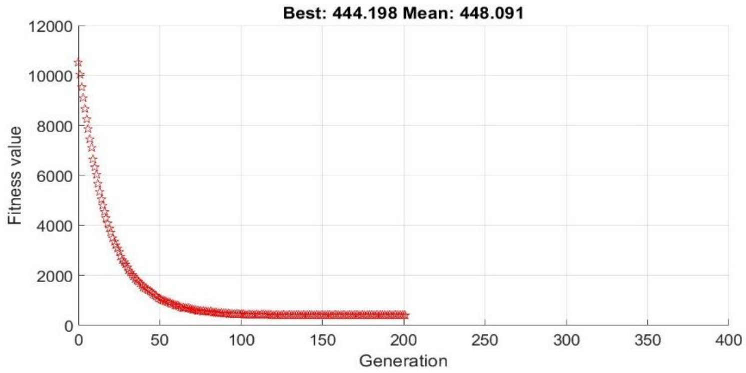


(a)

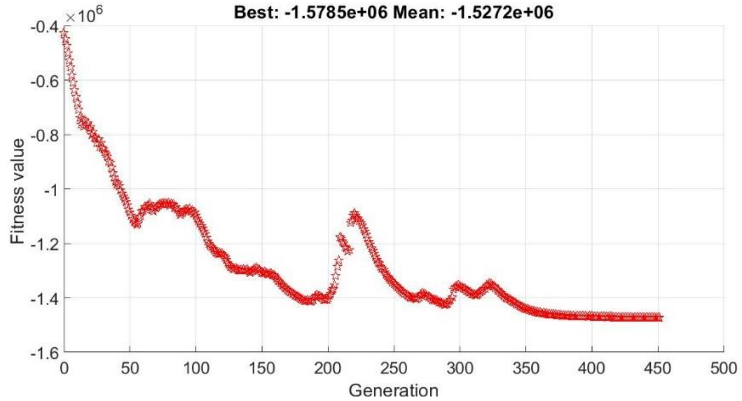


(b)

شکل ۷ (a) بهترین طرح تناسب در بهینه‌سازی تک هدفه برای افت فشار و (b) انتقال حرارت بفل تری‌فویل آرایش مربع



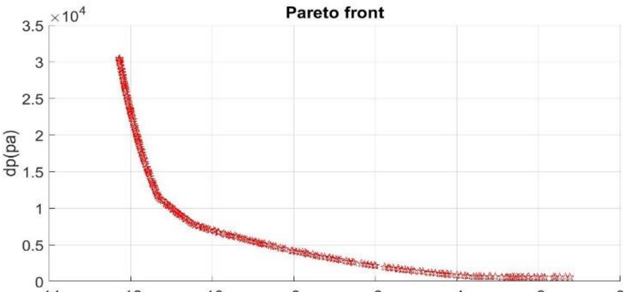
(a)



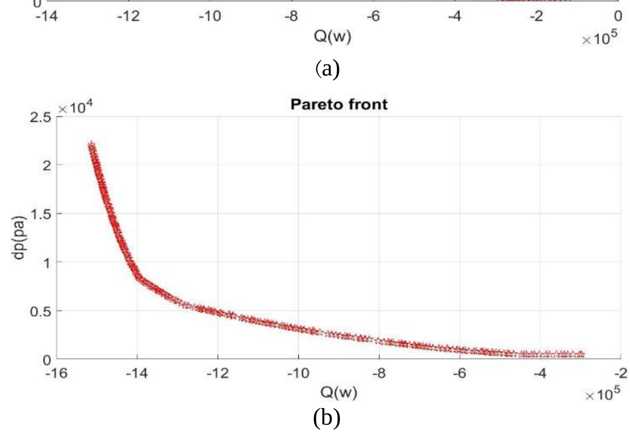
(b)

شکل ۸ بهترین طرح تناسب در بهینه‌سازی تک هدفه برای افت فشار(a) و انتقال حرارت بفل تری‌فویل آرایش مثلث بهینه‌سازی چند هدفهٔ مبدل حرارتی پوسته – لوله با صفحهٔ منفذدار تری‌فویل(b)

شکل (۹)، نمودار ظرفیت انتقال حرارت در برابر افت فشار برای حالت‌های آرایش مربع و مثلث را نشان می‌دهد که از بهینه‌سازی چندهدفهٔ بفل تری‌فویل حاصل شده است. این نمودارها یک دیدگاه کلی از طراحی مبدل حرارتی ترسیم می‌نماید و این که طراح مبدل حرارتی با در نظر گرفتن وضعیت کارکرد آن، در چه محدوده ای از ظرفیت انتقال حرارت در برابر افت فشار بهره گیرد تا حالت بهینه و صرفه جویی در مصرف انرژی در مطلوب‌ترین وضعیت نتیجه شود. در جدول (۲) پارامترهای متناظر با هر افت فشار و ظرفیت انتقال به وسیلهٔ الگوریتم ژنتیک چند هدفه مشخص می‌شود. برای آرایش مثلث دستهٔ لوله‌ها، الگوریتم بیشترین تعداد لوله‌ها و قطر لوله‌ها که ۳۰ و ۰,۰۳ متر می‌باشد را در اکثر حالت‌های ظرفیت انتقال حرارت در برابر افت فشار را نشان داده است. همچنین برای فاصلهٔ بفل‌ها بیشترین تکرار ۰,۱۵متر نتیجه شده است.



(a)

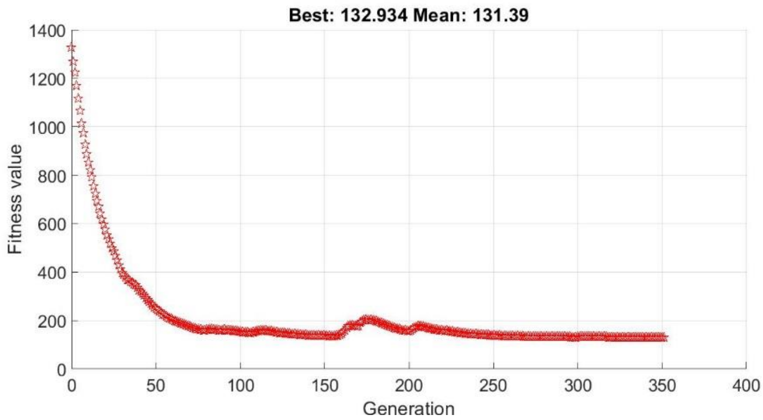


(b)

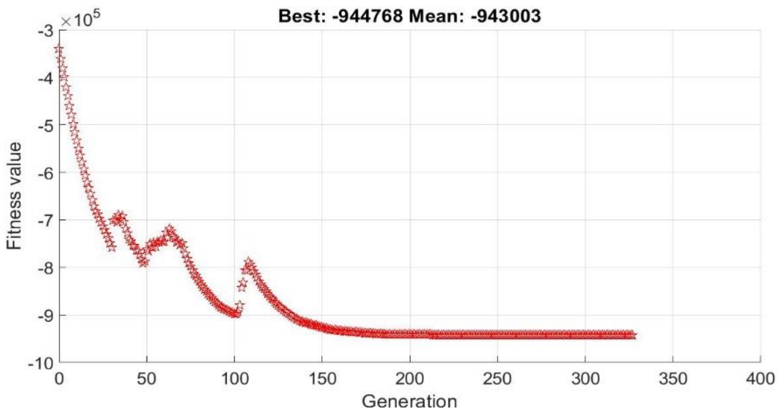
شکل ۹ نمودار (Pareto front) با رویکرد ترکیبی برای آرایش مربع(a) و آرایش مثلث (b) منفذ تری‌فویل به دست آمده است

جدول ۲ مقادیر بهینه شدهٔ آرایش مثلث متناظر با تابع‌های Q وΔP منفذ تری‌فویل حاصل از الگوریتم چندهدفه

	Q	ΔP	do	Nt	Re	δ	B	h
1	1442483	17894	0.030	30	18094	0.002	0.15	7090
2	1389455	13946	0.030	30	18047	0.002	0.15	6933
3	1311455	8645	0.030	30	17417	0.003	0.15	6504
4	1413735	15068	0.030	30	18076	0.002	0.15	6974
5	300692	506	0.020	28	5442	0.003	0.25	2388
6	1215414	5566	0.030	30	17140	0.003	0.23	5978
7	1370984	12362	0.030	30	18004	0.002	0.16	6813
8	1366844	9894	0.030	30	18061	0.003	0.15	6740
9	537754	1212	0.025	29	8177	0.003	0.24	3316
10	826704	2306	0.029	30	11104	0.003	0.22	4248
11	300692	506	0.020	28	5442	0.003	0.25	2388
12	1082535	4098	0.029	28	16944	0.003	0.25	5738
13	1442483	17894	0.030	30	18094	0.002	0.15	7090
14	656400	1629	0.027	30	8735	0.003	0.22	3556
15	1269164	6599	0.030	30	17879	0.003	0.22	6251
16	902310	2738	0.030	29	12796	0.003	0.25	4642
17	1143108	4942	0.029	30	16419	0.003	0.22	5792
18	1425139	16611	0.030	30	18080	0.002	0.15	7033



(a)



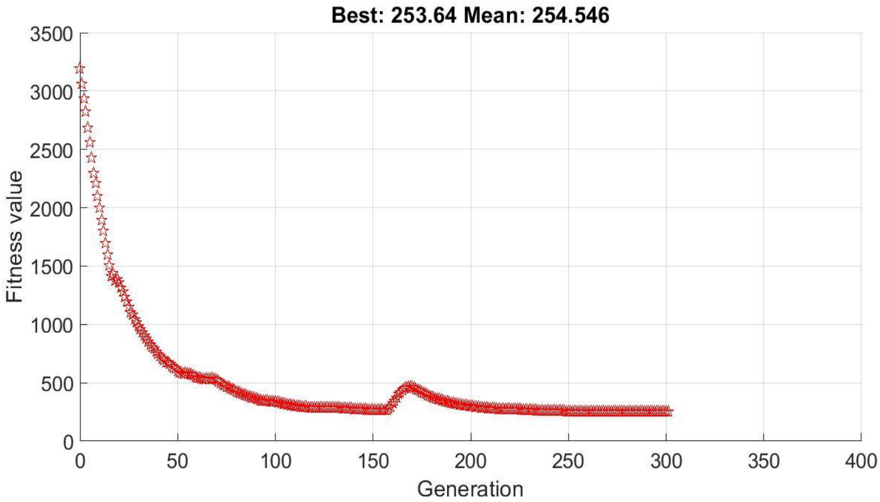
(b)

شکل ۱۰ بهترین طرح تناسب در بهینه‌سازی تک هدفه برای افت فشار(a)وانتقال حرارت بفل قطاعی آرایش مربعی(b)

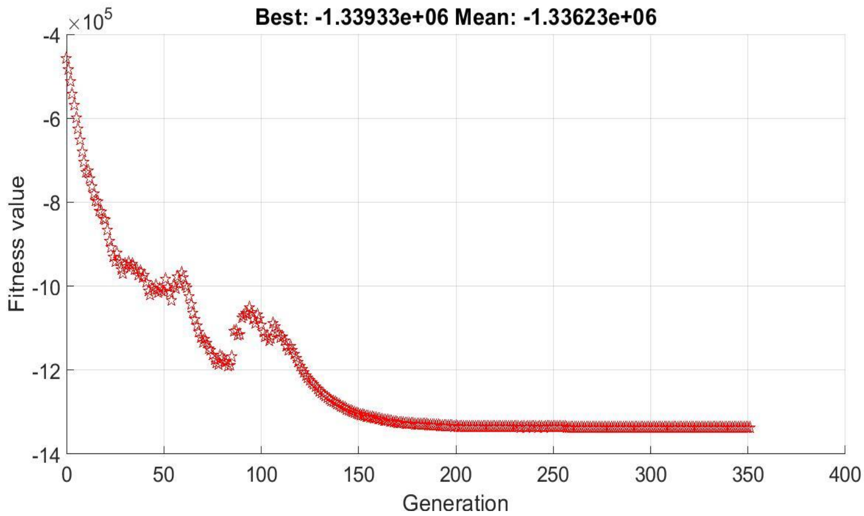
بهینه‌سازی تک هدفۀ مبدل حرارتی پوسته - لوله با بفل قطاعی

شکل (۱۰)، حداقل مقدار برای افت فشار و حداکثر مقدار برای ظرفیت انتقال حرارت حاصل از الگوریتم ژنتیک تک هدفه برای بفل قطاعی، آرایش مربع را نشان می‌دهد. برای حداکثر مقدار ظرفیت انتقال حرارت تعداد لوله‌ها ،قطر لوله‌ها، عدد رینولدز و ضریب انتقال حرارت به ترتیب برابر با، ۳۰عدد، ۰,۰۳ متر، ۱۹۴۵۷,۲۱۱ و ۴۵۷۰,۷۴۵ (w/m²k) می‌شوند. برای حداقل افت فشار، قطر لوله‌ها، تعدادلوله‌ها، فاصلۀ بفل‌ها و عدد رینولدز به ترتیب برابر با، ۰,۰۱ متر، ۱۰، ۰,۱۵ متر و ۵۰۰۰ نتیجه شده است.

شکل (۱۱)، حداقل مقدار برای افت فشار و حداکثر مقدار برای ظرفیت انتقال حرارت حاصل از الگوریتم ژنتیک تک هدفه برای بفل قطاعی، آرایش مثلث را نشان می‌دهد. برای حداکثر مقدار ظرفیت انتقال حرارت تعداد لوله‌ها، قطر لوله‌ها، عدد رینولدز و ضریب انتقال حرارت به ترتیب برابر با، ۳۰عدد، ۰,۰۳ متر، ۱۹۵۲۰,۴۰۹ و ۶۴۶۸,۳۶۶ (w/m²k) می‌شوند. برای حداقل افت فشار، قطر لوله‌ها، تعداد لوله‌ها، فاصلۀ بفل‌ها و عدد رینولدز به ترتیب برابر با، ۰,۰۱ متر، ۱۰، ۰,۱۵ متر و ۵۰۰۰ نتیجه شده است.

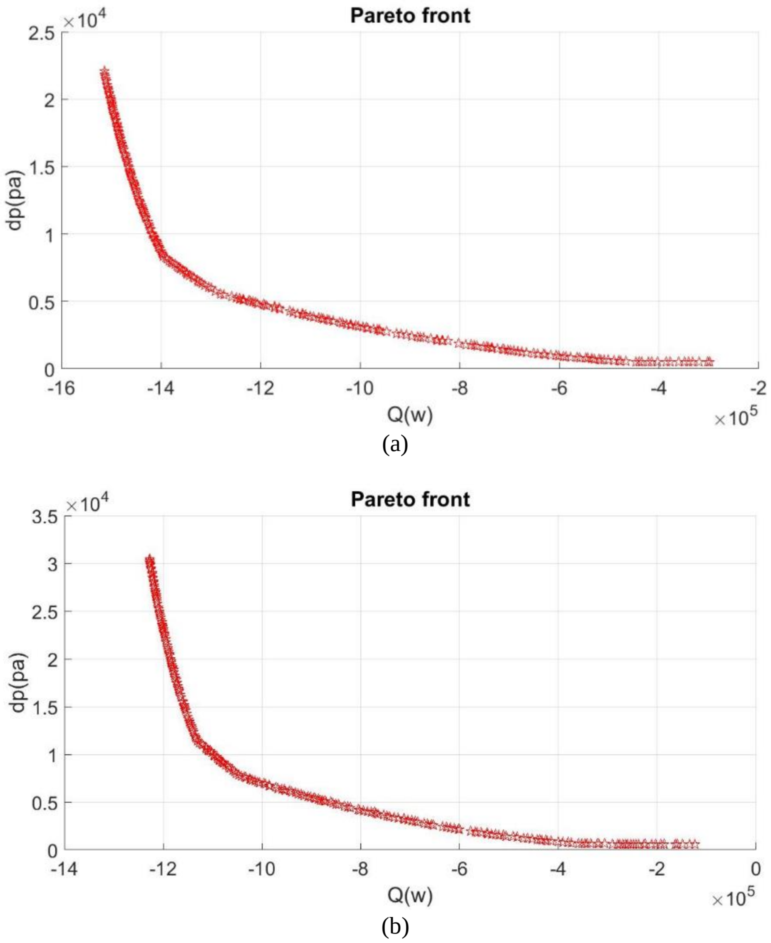


(a)



(b)

شکل ۱۱ بهترین طرح تناسب در بهینه‌سازی تک هدفه برای افت فشار(a) و انتقال حرارت بفل قطاعی آرایش مثلث (b)



شکل ۱۲ نمودار (Pareto front) با رویکرد ترکیبی برای آرایش مربع(a) و آرایش مثلث (b) بفل قطاعی به دست آمده است

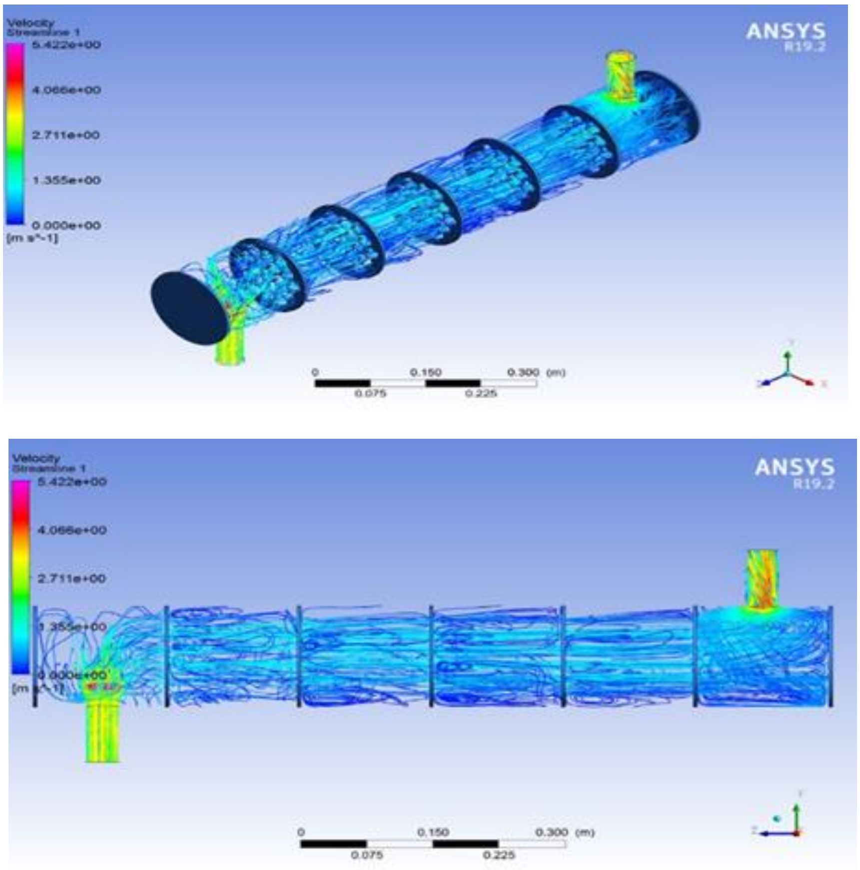
نتیجه‌های حاصل‌شده از شبیه‌سازی سه‌بعدی مبدل حرارتی پوسته - لوله با بفل تری‌فویل

همان گونه که در شکل (۱۳)، مشخص شده است جریان در سمت پوستهٔ مبدل حرارتی به‌صورت طولی و در راستای محور لوله‌ها جریان می‌یابد و مناطق مردهٔ آشکار یا جریان‌های برگشتی قابل توجه ای دیده نمی‌شود. در مبدل حرارتی پوسته – لوله با بفل قطاعی شکل (۱۴)، مناطق مرده بسیار زیاد، گرداب‌ها و جریان‌های برگشتی ناشی از جریان زیگزاگی در سمت پوسته قرار دارد، که منجر به کاهش سرعت، استفاده ناکارآمد از ناحیه انتقال حرارت و بدتر شدن انتقال حرارت می‌شود.

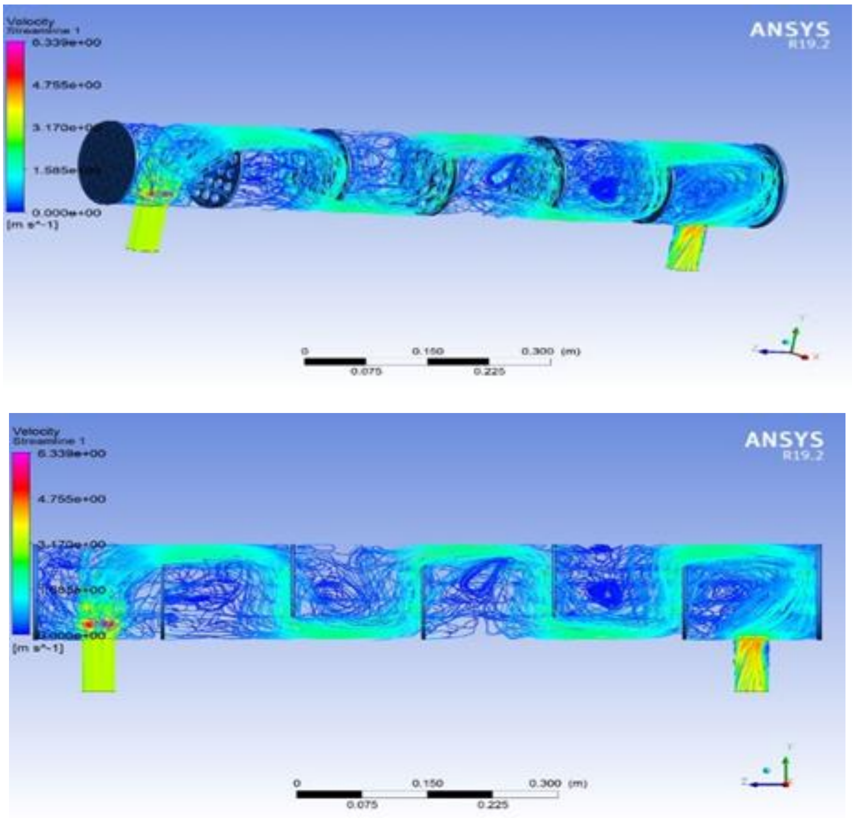
مقایسه ظرفیت انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی پوسته - لوله با بفل‌های تری‌فویل و قطاعی

شکل (۱۵)، مقایسهٔ ظرفیت انتقال حرارت آرایش مربع (a) و آرایش مثلث (b) بفل تری‌فویل و قطاعی را نشان می‌دهد. با بیشتر شدن عدد رینولدز فاصلهٔ اختلاف مقدار ظرفیت انتقال حرارت برای بفل تری‌فویل در مقایسه با بفل قطاعی بیشتر می‌شود. زیرا جریان به هنگام عبور از بازشوهای تری‌فویل، آشفته شده و جریان‌های جت ایجاد می‌شود. در نتیجه آن ظرفیت انتقال حرارت افزایش می‌یابد. به دنبال افزایش سرعت در بازشوهای تری‌فویل، افت فشار بیشتری پدیدار می‌شود.

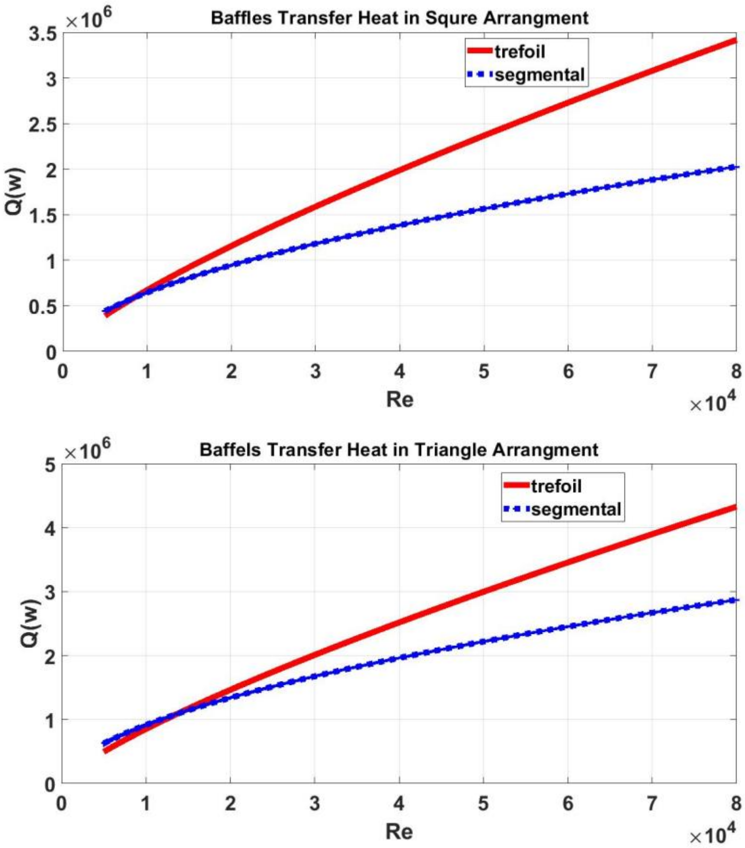
نسبت افزایش افت فشار به تغییرات عدد رینولدز در مقایسه با تغییرات ظرفیت انتقال حرارت برای بفل تری‌فویل بیشتر است شکل (۱۶). چیدمان مثلث لوله‌ها برای بفل تری‌فویل نسبت به چیدمان مربع، دارای ظرفیت انتقال حرارت بیشتر و همچنین افت فشار بیشتر است. در اعداد رینولدز بالاتر ظرفیت انتقال حرارت بفل تری‌فویل نسبت به قطاعی بیشترمی‌شود. اثر مسدود شدن سیال در آرایش مثلث باعث افت فشار و افزایش سرعت جریان می‌گردد. آشفتگی جریان در این وضعیت به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌انجامد.



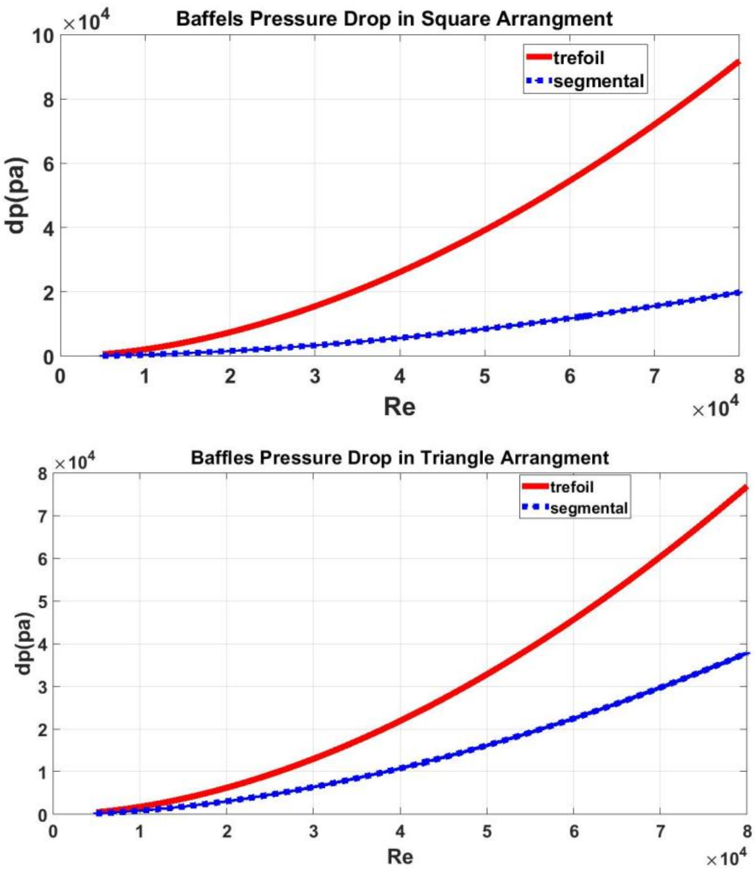
شکل ۱۳ خطوط جریان مبدل حرارتی با بفل تری‌فویل



شکل ۱۴ خطوط جریان مبدل حرارتی با بفل قطاعی



شکل ۱۵ نمودارمقایسهٔ ظرفیت انتقال حرارت بفل تری‌فویل و قطاعی (a) آرایش مربع و (b) آرایش مثلث



شکل ۱۶ نمودارمقایسهٔ اتلاف فشار بفل تری‌فویل و قطاعی (a) آرایش مربع و (b) آرایش مثلث

جدول ۳ مقادیر بهینه شدهٔ آرایش مثلث متناظر با تابع‌های Q و ΔP بفل قطاعی حاصل از الگوریتم چندهدفه

	Q	ΔP	do	Nt	Re	B	h
1	72865	356	0.01	11	5150	0.11	3021
2	109790	393	0.011	14	5530	0.15	3183
3	187767	530	0.011	23	5637	0.15	3221
4	243761	658	0.013	27	5568	0.14	3250
5	309077	831	0.017	24	5749	0.15	3377
6	380982	961	0.021	24	5656	0.15	3355
7	463296	1129	0.023	26	5781	0.15	3384
8	488495	1183	0.023	28	5752	0.14	3379
9	575598	1402	0.029	25	6094	0.15	3434
10	678208	1416	0.03	30	5805	0.15	3333
11	724054	1755	0.03	30	6538	0.15	3558
12	756483	2454	0.028	29	8024	0.15	4004
13	815870	2611	0.03	30	8123	0.15	4010
14	852402	3098	0.03	30	8796	0.14	4189
15	858052	3391	0.03	30	9273	0.14	4320
16	924467	4131	0.03	30	10195	0.14	4543
17	951913	5123	0.028	30	12080	0.15	5020
18	1016562	5636	0.03	30	12123	0.14	4998
19	1033346	5958	0.03	30	12482	0.14	5079
20	1037227	6107	0.03	30	13118	0.15	5223

جدول ۴ مقادیر توابع انتقال حرارت و اتلاف فشار حاصل شده از الگوریتم ژنتیک
تک هدفه برای بفل‌ها با آرایش مربعی(s)وآرایش مثلثی(t)

	Qs*10^6	Qt*10^6	DPs	DPt	(Q/DP)s	(Q/DP)t
تری‌فویل	1.115	1.53	525	434	2125	3524.1
قطاعی	0.93	1.32	134	253	7009	5197

جدول ۵ پارامترهای مبدل‌ها برای کمینهٔ افت فشار

آرایش مربعی					
Baffle type	Re	do	B	N	δ
تری‌فویل	5000	0.013	0.25	-	0.003
قطاعی	5000	0.01	0.15	10	0.003
آرایش مثلثی					
Baffle type	Re	do	B	N	δ
تری‌فویل	5000	0.02	0.25	-	0.003
قطاعی	5000	0.01	0.15	10	0.003

جدول(۶) پارامترهای مبدل‌ها برای حداکثر ظرفیت انتقال حرارت

آرایش مربعی						
Baffle type	Re	do	B	N	δ	h
تری‌فویل	18447	0.03	0.25	30	0.003	5482
قطاعی	19457	0.03	-	30	0.003	4571
آرایش مثلثی						
Baffle type	Re	do	B	N	δ	h
تری‌فویل	19481	0.03	0.25	30	0.003	7520
قطاعی	19521	0.03	-	30	0.003	6468

نتیجه‌گیری

ظرفیت انتقال حرارت در وضعیت ماکزیمم حاصل شده از الگوریتم ژنتیک تک هدفهٔ بفل تری‌فویل با آرایش مربع ۱۹,۹۴۴درصد بیشتر از بفل قطاعی می‌باشد و این مقدار برای آرایش مثلث به ۱۶,۲۵درصد می‌رسد جدول (۴). این در حالی است که افت فشار برای آرایش مربع ۳,۲ برابر و برای آرایش مثلث ۲,۰۷۵ برابرنسب به بفل قطاعی بیشتر شده است. این نشان دهندهٔ سرعت گرفتن سیال در بازشوها می‌باشد که با افت فشار قابل ملاحظه ای روبرو می‌شود و در پی آن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت پوسته نسبت به بفل قطاعی بیشتر می‌شود و همان درصد افزایش ظرفیت انتقال حرارت نتیجه شده است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حالت مثلث نسبت به حالت مربع برای بفل تری‌فویل ۳۷ ٪ افزایش یافته است و این رقم برای بفل قطاعی ۴۱,۵ ٪ حاصل شده است. با توجه به نتایج حاصل شده برای تابع‌های انتقال حرارت و افت فشار در حالت بهینه شدهٔ تک هدفه، مقدار مفهومی ($Q/\Delta P$) برای بفل قطاعی بیشتر است زیرا که بفل تری‌فویل ضریب انتقال حرارت را به نحوی افزایش می‌دهد که با افت فشار بالا همراه است در صورتی که در بفل قطاعی، افزایش انتقال حرارت با شیب کمتر و متناسب تر با افزایش افت فشار صورت می‌گیرد. در جدول‌های (۵) و (۶) پارامترهای متناظر با حداکثر ظرفیت انتقال حرارت و حداقل افت فشار در آرایش مربع و مثلث نشان داده شده است. برای حداکثر سازی تابع انتقال حرارت و حداقل سازی افت فشار در هر آرایش ارتفاع منفذ تری تری‌فویل ۰,۰۰۳ میلی متر، در نتیجهٔ بهینه‌سازی تک هدفه حاصل شده است. برای حداکثر سازی تابع انتقال حرارت، فاصلهٔ بفل‌های تری‌فویل ۱۵۰ میلی‌متر شده است و برای حداقل سازی تابع افت فشار فاصلهٔ بفل‌ها ۲۵۰ میلی متر به دست می‌آید.

پارامتر مهم عدد رینولدز بطور برجسته‌ای در افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار نقش ایفا می‌کند. در جدول‌های (۵ و۶) نمایان است که برای بیشینه نمودن تابع انتقال حرارت، افزایش عدد رینولدز صورت گرفته است و فاصلهٔبین بفل‌ها در حد پایین خود قرار دارد همچنین برای کاهیدن افت فشار عدد رینولدز در حد پایین خود قرار می‌گیرد و فاصلهٔ بین بفل‌ها بیشترین مقدار شده است. توزیع دما در بفل‌های تری‌فویل یکنواخت است، همچنین مناطق مردهٔ آشکاری در آن دیده نمی‌شود. هنگامی که سیال از منفذهای بفل تری‌فویل عبور می‌کند، جریان‌های جت را ایجاد می‌کند و پروفایل سرعت بالا را در اطراف و پشت صفحه‌ها تولید می‌شود. ضخامت لایه مرزی روی دیواره لوله با الگوی جریان کاهش می‌یابد، عملکرد انتقال حرارت افزایش می‌یابد و محصولات خوردگی و رسوبات شیمیایی کاهش می‌یابد که شرایط خوردگی را نیز بهبود می‌بخشد. کانتورهای انرژی جنبشی آشفتگی همچنین از دست دادن انرژی مکانیکی بالا در مجاورت ساختار صفحه‌ها را نشان می‌دهد. با حذف تأثیرات متغیر جرم، انرژی جنبشی آشفتگی فقط متناسب با انرژی جنبشی نوسان سرعت آشفتگی است. حداکثر مقدار انرژی جنبشی آشفتگی در پشت صفحه‌های بفل تری‌فویل ظاهر می‌شود و وجود بیشینهٔ سرعت در پشت صفحات، موید این امر است. توزیع سرعت و دما برای بفل قطاعی به طور کامل غیر یکنواخت است. مناطق مرده بسیار زیاد، گرداب‌ها و جریان‌های برگشتی ناشی از جریان زیگزاگی است که در سمت

پوسته قرار دارد، که منجر به کاهش سرعت، استفاده ناکارآمد از ناحیه انتقال حرارت و بدتر شدن انتقال حرارت می‌شود. هنگامی که ارتفاع باز شدن منفذها در بفل‌های صفحه منفذدار تری‌فویل افزایش می‌یابد، الگوهای خطوط جریان ثابت می‌کند که جریان‌های معکوس در مجاورت ساختار نگهدارنده‌ها وجود دارد. انرژی جنبشی نوسان آشفتگی سیال، نشان دهنده از دست دادن قابل توجه انرژی مکانیکی است که منجر به افزایش قابل توجه مقاومت جریان می‌شود. با توجه به ایجاد جریان‌های جت و کاهش رسوبات شیمیایی بروی لوله‌ها و بهبود شرایط خوردگی و همچنین استحکام ساختاری بفل تری‌فویل، شرایط کارکرد ایمن مبدل‌های حرارتی پوسته - لوله در فشار و دماهای بالا و محیط‌های خورنده که دستهٔ لوله‌ها به طور عمودی استقرار یافته‌اند، مانند ژنراتورهای بخار نیروگاه‌های هسته‌ای را فراهم می‌نماید.

واژه نامه

شرایط مرزی	Boundary condition
رسوبات شیمیایی	Chemical deposits
انتقال حرارت جابه‌جایی	Convection heat transfer
معادلات راهنما	Guide equations
ارتعاش ناشی از جریان	Flow induced vibration
جریان طولی	Longitudinal flow
مبدل حرارتی	Heat exchanger
ظرفیت انتقال حرارت	Heat transfer capacity
جریان‌های جت	Jet streams
بهینه‌سازی چند هدفه	Multi objective optimization
جهش	Mutation
افت فشار	Pressure drop
راکتور آب تحت فشار	Pressurize water reactor
بفل قطاعی	Segmental baffle
پوسته	Shell
بهینه‌سازی تک هدفه	Single objective optimization
چیدمان مربع	Square arrangement
ژنراتور بخار	Steam generator
صفحه منفذدار تری‌فویل	Trefoil perforated plate
چیدمان مثلث	Triangle arrangement
دستهٔ لوله	Tube bundle
اعتبار سنجی	Validation

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] S. Kakac, *Heat Exchangers Selection and Thermal Design*, 2^{nd} Ed. Miami Gables: Florida University. (2002).

[2] S. Kotian, N. Methekar, N. Jain, P. Vartak and P. Naik, "Colburn vs Bell Delaware approach for evaluation of thermo hydraulic performance of a shell and tube heat exchanger" *a theoretical study, 1st International Conference on Computations in Materials and Applied Engineering*, (2021).

[3] Z. Sui, J. Yang, Y. Yao and X-Y Zhang, "Numerical investigation of the thermal-hydraulic characteristics of AP1000 steam generator U-tubes", *International Journal of Advanced Nuclear Reactor Design and Technology*, vol. 2, pp. 52-59, (2020).

[4] O. D. Lara-Montano, F.I. Gomez-Castro and C. Cutierrez-Antonio, "Comparison of the performance of different metaheuristic methods for the optimization of shell-and-tube heat exchangers", *Computers and Chemical Engineering*, vol. 152, pp.1-17, (2021).

[5] E.M.S. El-said, A.H. Elsheikh and H.R. El-Tahan, "Effect of curved segmental baffle on a shell and tube heat exchanger thermo hydraulic performance: Numerical investigation", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 165, pp. 1-13, (2021).

[6] T. Cong, R. Zhang, W. Tian, G.H. Su and S. Qiu, “Analysis of Westinghouse MB2 test using the Steam-generator Thermo hydraulics Analysis code STAF”, *Annals of Nuclear Energy*, vol. 85, pp. 127-136, (2015).

[7] A.S. Ambekar, R. Sivakumar, N. Anantharaman and M. Vivekenandan, “CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 999-1007, (2016).

[8] H. Uosofvand and A.A. Abbasian Arani, “Shell and tube heat exchanger’s performance improvement employing hybrid segmental–helical baffles and ribbed tubes combination”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 43 (399), pp. 1-15, (2021).

[9] D. Wang, K. Wang, Y. Wang, C. Bai and M. Liu, “Numerical and Experimental Investigation of the Shell Side Characteristics of the Trefoil-Hole Baffle Heat Exchanger”, *Heat Transfer Research*, vol. 48, pp. 81-95, (2017).

[10] A.E. Maakoul, A. Laknizi, S. Saadeddine, M.E. Metoui, A. Zaite, M. Meziane and A.B. Abdellah, “Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 109, pp. 175-185, (2016).

[11] Y. Sun, X. Wang, R. Long, F. Yuan and K. yang “Numerical Investigation and Optimization on Shell Side Performance of A Shell and Tube Heat Exchanger with Inclined Trefoil-Hole Baffles”, *Energies*, 12(21), 4138, (2019).

[12] S. Wang, J. Xiao, J. Wang, G. Jian, J. Wen and Z. Zhang, ”Configuration optimization of shell-and-tube heat exchangers with helical baffles using multi- Objective genetic algorithm based on fluid-structure interaction”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 85, pp. 62-69, (2017).

[13] X. Zhang, D. Han, W. He and C. Yue, “Numerical simulation on a novel shell-and-tube heat exchanger with screw cinquefoil orifice baffles”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9(8), pp 1-12, (2017).

[14] Z. Xu, Y. Guo, H. Mao and F. Yang, “Configuration Optimization and Performance Comparison of STHX-DDB and STHX-SB by A Multi-Objective Genetic Algorithm”, *Energies*, 12(9), 1794, (2019).

[15] S. Jena, P. Patro and S.S. Behera, “Multi-Objective Optimization of Design Parameters of a Shell &Tube type Heat Exchanger using Genetic Algorithm”, *International Journal of Current Engineering and Technology* , vol. 3, no. 4, (2013).

[16] S. Sanaye and H. Hajabdollahi, “Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1937-1945, (2010).

[17] H. Bayram and G. Sevilgen, “Numerical Investigation of the Effect of Variable Baffle Spacing on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger”, *Energies*, 10(12), 2181, (2017).

[18] T. Du and W. Du, “Characteristics of flow and heat transfer of shell-and-tube heat exchangers with overlapped helical baffles”, *Frontiers of Engineering Management*, vol. 6(1), pp. 70–77, (2019).

[19] L. Ma, K. Wang, M. Liu, D. Wang, T. Liu, Y. Wang and Z. Liu “Numerical study on performances of shell-side in trefoil-hole and quatrefoil hole baffle heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 123, pp. 1444-1455, (2017).

[20] D. Wang, H. Wang, J. Xing and Y. Wang "Investigation of the thermal-hydraulic characteristics in the shell side of heat exchanger with quatrefoil perforated plate", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 159, 106580, (2021).